

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-330099

(43)Date of publication of application : 30.11.2001

(51)Int.Cl.

F16H 9/18
F16H 9/00
F16H 61/02
// F16H 59:24
F16H 59:40
F16H 59:42
F16H 59:44
F16H 59:54
F16H 59:70
F16H 63:06

(21)Application number : 2000-147551

(22)Date of filing : 19.05.2000

(71)Applicant : DAIHATSU MOTOR CO LTD

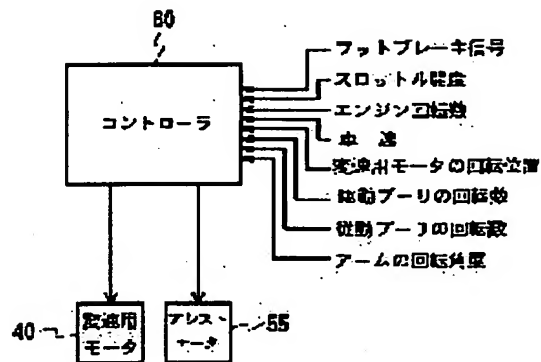
(72)Inventor : OSHIBUCHI TAKAFUMI
MURAKAMI HISAYASU
TENMA YASUYUKI
MIYASHITA MASAYUKI

(54) CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a continuously variable transmission to improve Low return performance during rapid deceleration.

SOLUTION: A change gear ratio varying mechanism is provided to run a belt 15 around and between a drive pulley 11 and a driven pulley 21 and vary the belt winding diameters of the two pulleys in a mutually reverse direction and a tensioner device 50 is provided to generate a belt tension by pressing a belt. A motor 55 for tension regulation is provided to be capable of regulating a belt tension. When rapid deceleration of a vehicle is detected, the change gear ratio varying mechanism is changed in a speed to the low change gear ratio side and the tension regulating motor 55 is controlled to a value lower than a belt tension at which a slip occurs.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

14.11.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3712345

[Date of registration]

26.08.2005

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision]

Concise Explanation of JP 2001-330099

[Claim 2]

A continuously variable transmission, in which a change gear ratio varying mechanism is provided to run a belt around and between a drive pulley and a driven pulley and to vary the belt winding diameters of the two pulleys in a mutually reverse direction, in which a tensioner device is provided to generate a belt tension by pressing a belt, and in which an engine power is changed continuously and transmitted to wheels, wherein:

a tension regulating means which allows to regulate the belt tension is provided to the tensioner device; and

the tension regulating means sets a initial belt tension not to occur a slip, lowers the primary belt tension stepwise from the initial belt tension to a tension in which the slip occurs, and keep the tension to the tension just before the slip occurs.

[0029]

Here will be explained a method to regulate the belt tension properly using the control system with reference to Fig. 12. First of all, the assist motor 55 is controlled on the basis of a default data to apply the primary tension γ to the belt (at Step S1). The default data is an initial tension characteristic which is set in advance to drive the belt 15 without slips. As shown in Fig. 13, a relationship between an effective belt tension and the gear ratio, a relationship between the effective belt tension and the input torque, and a relationship between the effective belt tension and the input speed, are stored as the three dimension map. With respect to the relationship between the effective belt tension and the gear ratio, the tension of a low speed side is set to be higher than that of the high speed side. With respect to the relationship between the effective belt tension and the input torque, the belt

tension is set to be increased with the rise in the input torque. With respect to the relationship between the effective belt tension and the input speed, the belt tension is set to be extremely large at a resonance point of the belt. Next, the controller 60 determines the calculated gear ratio (i.e., a pulley ratio) A with reference to a rotating position of the speed change motor 40, and calculates an actual gear ratio (i.e., the pulley ratio) B based on the speed signals of the drive pulley 11 and the driven pulley 21 (at Step S2). Then, the belt tension is lowered stepwise by the assist motor 55 from the primary tension γ with the constant value α (at Step S3). Subsequently, it is judged whether or not a belt slip occurs (at Step S4). Specifically, B/A is compared to the constant value β ($\beta > 1$) to determine whether or not the slip occurs. In case $B/A \leq \beta$, it is judged that no slips occurs, and in case $B/A > \beta$, it is judged that slip occurs. In case it is judged that no slip occurs, 1 is added to the counted value n and the routine is returned to Step S3 (at Step S5). In case it is judged that the slip occurs, the belt tension is fixed to the tension $\gamma - (n-1)\alpha$ which is the tension just before the judgment (at Step S6). The proper belt tension characteristic for the case in which the gear ratio, the input torque and input speed are changed, which is determined by the aforementioned method is stored in the controller 60 as the three dimension map. If the assist motor 55 is controlled on the basis of said map, an expressive tension will not be applied to the belt so that the belt can be driven without causing slips and duration of the belt is thereby improved. In addition, since the belt 15 is worn or elongated as time advances, it is preferred to carry out the above-mentioned regulation of the belt tension to reset the proper belt tension.

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-330099

(P2001-330099A)

(43) 公開日 平成13年11月30日 (2001. 11. 30)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テマコード (参考)

F 1 6 H 9/18

F 1 6 H 9/18

Z 3 J 0 5 0

9/00

9/00

B 3 J 5 5 2

61/02

61/02

// F 1 6 H 59: 24

59: 24

59: 40

59: 40

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願2000-147551(P2000-147551)

(22) 出願日

平成12年5月19日 (2000. 5. 19)

(71) 出願人 000002967

ダイハツ工業株式会社

大阪府池田市ダイハツ町1番1号

(72) 発明者 鷺淵 孝文

大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内

(72) 発明者 村上 久康

大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内

(74) 代理人 100085497

弁理士 筒井 秀隆

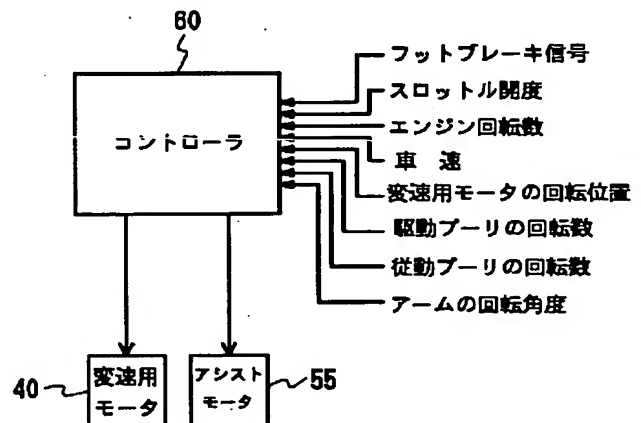
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 急減速時の Low 戻り性能を向上させた無段変速機を提供する。

【解決手段】 駆動プーリ 11 と従動プーリ 21 の間にベルト 15 を巻き掛け、両プーリのベルト巻き掛け径を互いに逆方向に変変とする変速比可変機構を設けるとともに、ベルトを押圧してベルト張力を得るテンショナ装置 50 を設ける。テンショナ装置 50 に、ベルト張力を調整可能とする張力調整用モータ 55 を設け車両の急減速を検出した時、車両の急減速に伴って変速比可変機構を低速比側へ変速させるとともに、滑りが発生するベルト張力以下になるよう張力調整モータ 55 を制御する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動プーリと従動プーリの間にベルトを巻き掛け、両プーリのベルト巻き掛け径を互いに逆方向に可変とする変速比可変機構を設けるとともに、両プーリ間のベルトを押圧してベルト張力を得るテンショナ装置を設け、エンジン動力を無段階に変速して車輪に伝達する無段変速機において、上記テンショナ装置に設けられ、ベルト張力を調整可能とする張力調整手段と、車両の急減速を検出する手段と、車両の急減速に伴って変速比可変機構を低速比側へ変速させる手段と、上記変速比可変機構の低速比側への変速に同期して、ベルト張力を弱める方向に上記張力調整手段を制御する手段と、を備えたことを特徴とする無段変速機。

【請求項2】 駆動プーリと従動プーリの間にベルトを巻き掛け、両プーリのベルト巻き掛け径を互いに逆方向に可変とする変速比可変機構を設けるとともに、両プーリ間のベルトを押圧してベルト張力を得るテンショナ装置を設け、エンジン動力を無段階に変速して車輪に伝達する無段変速機において、上記テンショナ装置にベルト張力を調整可能とする張力調整手段を設け、上記張力調整手段は、滑りを発生しないベルトの初期張力を設定し、この初期張力から滑りを生じるまでベルト張力を段階的に低下させ、滑りを発生する直前の張力に保持することを特徴とする無段変速機。

【請求項3】 上記テンショナ装置は、変位可能な支持部材と、支持部材に回転自在に取り付けられ、ベルトに接触するテンションローラと、支持部材を付勢してテンションローラをベルトに圧接させるスプリングとを備え、上記張力調整手段は、上記スプリングによる支持部材への付勢力を加減してベルト張力を調節するアシストモータであることを特徴とする請求項1または2に記載の無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は無段変速機、特に車両用のVベルト式無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来より、種々の形式の無段変速機が提案され、一部が実用化されている。無段変速機は、駆動プーリと、従動プーリと、両プーリ間に巻き掛けられたベルトとを備えており、駆動プーリと従動プーリのベルト巻き掛け径を逆方向に変化させることにより、変速比を無段階に可変としたものである。そのため、変速ショックがなく、円滑な走行を実現できるという利点がある。

【0003】 特開平5-280613号公報には、駆動プーリと従動プーリのベルト巻き掛け径を変化させる駆動機構と、両プーリのベルト巻き掛け径が互いに逆方向に変化するように駆動機構を連動させて変速比を可変とする変速切換機構と、両プーリに巻き掛けられたベルト

の緩み側を変速比に対応して発生するベルト張力よりも大きな張力となるように押圧してベルト推力を発生させる推力発生機構とが設けられた無段変速機が提案されている。この推力発生機構は、変速機ケースに揺動可能に支持されたアームと、アームの先端部に回転可能に支持されたテンションローラと、アームをテンションローラがベルトの緩み側背面を押圧する方向に回動付勢するバネとで構成されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上記のようにアームをバネで回動付勢してテンションローラをベルトに押し付ける構造の推力発生機構の場合、ベルト張力はバネの付勢力によってほぼ一定に維持されているので、急減速時のLow（最低速比）戻り性能が悪いという欠点がある。例えば、高速比で走行中にブレーキを作動させて急減速すると、無段変速機は低速比へ移行しようとして駆動プーリの可動シーブを開き方向に移動させ、従動プーリの可動シーブを閉じ方向へ移動させる。ところが、ベルトにはテンションローラによって一定の張力が付与されているので、ベルトが従動プーリの可動シーブの動きを阻害し、車両停止までの間にLow位置に戻ることができないという現象が生じる。この場合には、次に発進する時、中間変速比から発進しなければならないので、もたつき感が生じたり、上り坂では発進できなくなることがある。特に、この現象は乾式ベルトを用いた無段変速機において顕著である。

【0005】 そこで、本発明の目的は、急減速時のLow戻り性能を向上させた無段変速機を提供することにある。また、他の目的は、最適なベルト張力に調節することで、ベルト寿命の向上を図る無段変速機を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、駆動プーリと従動プーリの間にベルトを巻き掛け、両プーリのベルト巻き掛け径を互いに逆方向に可変とする変速比可変機構を設けるとともに、両プーリ間のベルトを押圧してベルト張力を得るテンショナ装置を設け、エンジン動力を無段階に変速して車輪に伝達する無段変速機において、上記テンショナ装置に設けられ、ベルト張力を調整可能とする張力調整手段と、車両の急減速を検出する手段と、車両の急減速に伴って変速比可変機構を低速比側へ変速させる手段と、上記変速比可変機構の低速比側への変速に同期して、ベルト張力を弱める方向に上記張力調整手段を制御する手段と、を備えたことを特徴とする無段変速機を提供する。また、請求項2に記載の発明は、駆動プーリと従動プーリの間にベルトを巻き掛け、両プーリのベルト巻き掛け径を互いに逆方向に可変とする変速比可変機構を設けるとともに、両プーリ間のベルトを押圧してベルト張力を得るテンショナ装置を設け、エンジン動力を無

段階に変速して車輪に伝達する無段変速機において、上記テンショナ装置にベルト張力を調整可能とする張力調整手段を設け、上記張力調整手段は、滑りを発生しないベルトの初期張力を設定し、この初期張力から滑りを生じるまでベルト張力を段階的に低下させ、滑りを発生する直前の張力に保持することを特徴とする無段変速機を提供する。

【0007】請求項1に記載の発明の場合、変速比可変機構は駆動プーリと従動プーリのベルト巻き掛け径を逆方向に変化させ、テンショナ装置はベルトがプーリに対して滑らないようにするために所定のベルト張力を付与している。本発明のテンショナ装置は常に一定のベルト張力を付与するものではなく、車両の急減速を検出して変速比可変機構が低速比側へ変速を開始した時、変速比可変機構の変速開始に同期してベルト張力を低下させる。そのため、ベルト張力による変速比可変機構の負荷が軽減され、円滑かつ急速にシフトダウンすることができ、車両停止までの短時間の間にLow位置へ確実に戻すことができる。なお、ベルト張力を低減させる方法としては、例えばベルト張力を滑りが発生しない最低限の張力まで低下させる方法や、ベルト張力を滑りが発生する値以下に低下させる方法があるが、後者の場合には、変速比可変機構の負荷がほぼ0となるので、極めて迅速にシフトダウンを行うことができる。

【0008】変速比可変機構としては、例えば各プーリの可動シーブの背後にボールネジ機構などのアクチュエータを設け、このアクチュエータを変速用モータで駆動することにより、可動シーブを逆方向に移動させ、変速比を可変とするもの、可動シーブの背後に油圧サーボ機構を設け、油圧制御によって変速比を可変とするものなど種々の機構を用いることができる。また、テンショナ装置としては、ベルトの緩み側を外側から押圧するもの、ベルトの緩み側を内側から押圧する、ベルトの緩み側および張り側の双方を押圧するものなどがある。張力調整手段としては、アシストモータとギヤ機構とを用いたもの、エンジン負圧などの空気圧を用いたアクチュエータ、油圧を用いたアクチュエータなどがある。

【0009】テンショナ装置がスプリング力のみでベルト張力を与える場合には、あらゆる条件下でもベルトが滑らないようにスプリング諸元を決定する必要があるため、通常使用域では過大張力となり、ベルト寿命が短くなる。これに対し、請求項2では、初期張力から段階的にベルト張力を低下させ、滑りを発生する直前の張力に保持するので、必要最低限のベルト張力に簡単に調整でき、ベルト寿命を向上させることができる。なお、初期張力の設定方法としては、例えばプーリ比、入力トルクおよび回転数から必要ベルト張力を求め、これを初期張力として設定してもよい。この場合には、初期張力から最終的なベルト張力に調整するまでの時間を短縮できる。

【0010】請求項3のように、テンショナ装置は、変位可能な支持部材と、支持部材に回転自在に取り付けられ、ベルトに接触するテンションローラと、支持部材を付勢してテンションローラをベルトに圧接させるスプリングとを備え、張力調整手段は、スプリングによる支持部材への付勢力を加減してベルト張力を調節するアシストモータであるのが望ましい。すなわち、スプリングだけでテンションローラをベルトに押しつけると、ばね力はほぼ一定であるから、ベルト張力を自由に調整できない。そこで、スプリング力にアシストモータの力を加算または減算することで、任意のベルト張力に調整している。また、スプリング力にアシストモータを加算または減算することでベルト張力を得るので、比較的発生トルクの小さなアシストモータでも、ベルト張力を広範囲に可変できる。

【0011】

【発明の実施の形態】図1～図4は本発明にかかる無段変速機の一例の具体的構造を示し、図5はその骨格構造を示す。この無段変速機はFF横置き式の変速機であり、大略、エンジン出力軸1によって駆動される発進機構2、発進機構2の出力軸である入力軸3、動力軸4、駆動プーリ11を有する駆動軸10、従動プーリ21を有する従動軸20、駆動プーリ11と従動プーリ21に巻き掛けられたVベルト15、減速軸30、車輪と連結された出力軸32、変速用モータ40、テンショナ装置50などで構成されている。入力軸3、動力軸4、駆動軸10、従動軸20、減速軸30および出力軸32はいずれも非同軸で、かつ平行に配置されている。

【0012】この実施例の発進機構2は乾式クラッチで構成され、レリーズフォーク2aを発進制御用モータ（図示せず）によって作動させることにより、断接制御および半クラッチ制御を行なうことが可能である。入力軸3は軸受を介して変速機ケース6によって回転自在に支持され、入力軸3に一体回転可能に設けられた前進用ギヤ3aと後進用ギヤ3bとが変速機ケース6の第2ギヤ室6c内に挿入されている。

【0013】動力軸4は変速機ケース6の左右の側壁に架け渡して設けられ、両端部が軸受によって回転自在に支持されている。動力軸4のエンジン側端部には、入力軸3の前進用ギヤ3aと噛み合う前進用ギヤ4aが一体に設けられ、反エンジン側端部には減速ギヤ4bが固定されている。動力軸4の減速ギヤ4bは、駆動軸10の反エンジン側の端部に回転自在に支持された減速ギヤ10aと噛み合い、動力軸4から駆動軸10へ駆動力をベルト駆動に適した減速比で伝達している。減速ギヤ10aは駆動軸10の反エンジン側に設けられたシンクロ式の前進切替手段12によって駆動軸10に対して選択的に連結される。つまり、切替手段12は前進位置Dと中立位置Nの2位置に切替可能である。減速ギヤ4b、減速ギヤ10a、前進切替手段12は前進用直結伝達機構

13を構成しており、この前進用直結伝達機構13は変速機ケース6の反エンジン側に形成された第1ギヤ室6a内に收容されている。第1ギヤ室6a内は油で潤滑されている。

【0014】駆動プーリ11は、駆動軸10上に固定された固定シブ11aと、駆動軸10上に軸方向移動自在に支持された可動シブ11bと、可動シブ11bの背後に設けられたアクチュエータ14とを備え、アクチュエータ14はVベルト15よりエンジン側に配置されている。この実施例のアクチュエータ14は、変速用モータ40によって軸方向に移動されるボールネジ機構であり、可動シブ11bに軸受14aを介して相対回転自在に支持された雌ねじ部材14bと、変速機ケース6に支持された雄ねじ部材14cとを備え、雌ねじ部材14bの外周部には変速ギヤ14dが固定されている。変速ギヤ14dは駆動プーリ11を構成する可動シブ11bより大径で、かつ薄肉なギヤである。

【0015】従動プーリ21は、従動軸20上に固定された固定シブ21aと、従動軸20上に軸方向移動自在に支持された可動シブ21bと、可動シブ21bの背後に設けられたアクチュエータ22とを備え、アクチュエータ22はVベルト15より反エンジン側に配置されている。このアクチュエータ22も駆動プーリ11のアクチュエータ14と同様の構成を有するボールネジ機構であり、可動シブ21bに軸受22aを介して相対回転自在に支持された雌ねじ部材22bと、変速機ケース6に支持された雄ねじ部材22cとを備え、雌ねじ部材22bの外周部には変速ギヤ22dが固定されている。この変速ギヤ22dも従動プーリ21を構成する可動シブ21bより大径で、かつ薄肉なギヤである。

【0016】従動軸20の従動プーリ21よりエンジン側の部位には、後進用ギヤ24が回転自在に支持されており、このギヤ24は入力軸3に固定された後進用ギヤ3bと噛み合っている。ギヤ24はシンクロ式の後進切替手段25によって従動軸20に対して選択的に連結される。つまり、切替手段25は後進位置Rと中立位置Nの2位置に切替可能である。上記後進用ギヤ3bとギヤ24と後進切替手段25とで後進用直結伝達機構26が構成される。

【0017】従動軸20のエンジン側端部には、減速ギヤ27が一体に形成されており、この減速ギヤ27は減速軸30に固定されたギヤ30aと噛み合い、さらに減速軸30に一体に形成されたギヤ30bを介して差動装置31のリングギヤ31aに噛み合っている。減速軸30のギヤ30a、30bおよびリングギヤ31aによって減速機構29が構成されている。そして、差動装置31に設けられた出力軸32を介して車輪が駆動される。上記後進用直結伝達機構26、減速軸30および差動装置31は変速機ケース6のエンジン側に形成された第2ギヤ室6b内に收容されている。このギヤ室6bは油で

潤滑されている。なお、ギヤ室6bには入力軸3の前進用ギヤ3aと動力軸4の前進用ギヤ4aも收容され、同様に潤滑されている。

【0018】変速機ケース6の第1ギヤ室6aと第2ギヤ室6bとは、上述のように潤滑されており、駆動プーリ11と従動プーリ21は、第1ギヤ室6aと第2ギヤ室6bとの間に挟まれたプーリ室6c内に配置されている。この実施例ではプーリ室6cは無潤滑空間であり、Vベルト15も乾式駆動ベルトが用いられている。

10 【0019】軸方向に分離された第1ギヤ室6a内の潤滑油と第2ギヤ室6b内の潤滑油とを循環させるため、動力軸4の軸心穴4cと、後述する第2変速軸46と動力軸4との半径方向隙間5とによって、供給油路とリターン油路とが形成されている。軸心穴4cと半径方向隙間5は、いずれが供給油路またはリターン油路であってもよい。このように動力軸4と第2変速軸46との隙間5に油を流通させることで、両軸の間を潤滑できる。

20 【0020】上記構成よりなる無段変速機の前進時および後進時の動力伝達経路について、図6、図7を参照して説明する。前進時には、シフトレバーを操作して前進切替手段12を前進位置Dへ切り替える。このとき、後進切替手段25は自動的にN位置へ切り替わる。図6に示すように、発進機構2から入力軸3を介して入力された動力は、太線矢印で示すように、前進用ギヤ3a、前進用ギヤ4a、動力軸4、前進用直結伝達機構13

(減速ギヤ4b、減速ギヤ10a、前進切替手段12)、駆動軸10、駆動プーリ11、Vベルト15、従動プーリ21、従動軸20、減速ギヤ27、減速軸30、差動装置31を介して出力軸32に伝達される。一方、後進時には、シフトレバーを操作して後進切替手段25を後進位置Rへ切り替える。このとき、前進切替手段12は自動的にN位置へ切り替わる。図7に示すように、発進機構2から入力軸3を介して入力された動力は、太線矢印で示すように、後進用直結伝達機構26

30 (後進用ギヤ3b、後進用ギヤ24、後進切替手段25)、従動軸20、減速ギヤ27、減速軸30、差動装置31を介して出力軸32に伝達される。後述するように、Vベルト15の緩み側を押し付けてベルト推力を与えるテンショナ装置50が設けられているが、Vベルト15が逆回転すると緩み側も逆転するので、テンショナ装置50が緊張側を押しつけることになり、Vベルト15に過大な負荷がかかる。しかしながら、この実施例では、駆動プーリ11、従動プーリ21およびVベルト15からなる無段変速部は前進時のみ駆動され、後進時には駆動されないため、Vベルト15には逆負荷が掛からず、負担を軽減できる。

50 【0021】次に、この無段変速機における変速比可変機構について説明する。変速機ケース6の外側部、特に駆動プーリ11より斜め上方の部位に変速用モータ40が取り付けられている(図1参照)。変速用モータ40

はブレーキ41を有するサーボモータであり、その出力ギヤ42は減速ギヤ43に噛み合い、これらギヤ42、43は油で潤滑されたモータハウジング44内に收容され、予め組立られている。減速ギヤ43の軸部43aはモータハウジング44から突出しており、モータハウジング44を变速機ケース6に固定したとき、軸部43aは变速機ケース6に回転自在に支持されたスリーブ状の第1变速軸45にインロー嵌合され、一体回転可能に連結される。このようにモータハウジング44と变速機ケース6の内部とが隔離されているので、モータハウジング44内の潤滑油が变速機ケース6内に流れ込むのを防止できる。第1变速軸45に設けられたギヤ45aは可動シーブ11bの移動ストローク分の長さを有する台形ギヤであり、駆動プーリ21に設けられた变速ギヤ14dと噛み合っている。第1变速軸45のギヤ45aを回転させると、变速ギヤ14dが追従回転することでボールネジ機構（アクチュエータ14）の作用により、可動シーブ11bを軸方向へ移動させることができる。つまり、駆動プーリ11のベルト巻き掛け径を連続的に変化させることができる。

【0022】駆動プーリ11の变速ギヤ14dは、動力軸4の外周に相対回転自在に挿通されたスリーブ状の第2变速軸46の第1アイドルギヤ46aと噛み合い、さらに第2变速軸46の第2アイドルギヤ46bは従動プーリ21の变速ギヤ22dと噛み合っている。これらアイドルギヤ46a、46bも、第1变速軸45のギヤ45aと同様に、可動シーブ11b、21bの移動ストローク分の長さを有する台形ギヤで構成されている。变速用モータ40の回転力は、第1变速軸45、駆動プーリ11の变速ギヤ14d、第2变速軸46を介して従動プーリ21の变速ギヤ22dへと伝達される。そのため、駆動プーリ11の可動シーブ11aと従動プーリ21の可動シーブ21aは互いに同期し、かつ互いにベルト巻き掛け径を逆方向に変化させながら軸方向へ移動することができる。

【0023】なお、变速用モータ40としてブレーキ付きモータを用いた理由は、变速用モータ40の回転力を伝達するギヤ列（42、43、45、14d、46a、46b、22d）がすべて可逆ギヤで構成されている関係で、ベルト張力による可動シーブの反力によってギヤ列が回転して变速比が変化する恐れがあるので、ブレーキ41の制動力によってギヤ列が回転するのを防止するためである。

【0024】次に、Vベルト15にベルト推力を与える機構について説明する。上記のようにプーリ11、21のベルト巻き掛け径は变速用モータ40によって可変されるが、それだけでは伝達トルクによってVベルト15とプーリ11、21との間に滑りが発生してしまう。そこで、伝達トルクに応じたベルト推力（ベルト張力）を与えるため、図3、図4に示されるようなテンシヨナ装

置50が設けられている。テンシヨナ装置50はテンションローラ51を備え、このテンションローラ51はリンク52を介してアーム53によって揺動可能に支持されている。アーム53の揺動軸53aは駆動プーリ11の斜め上方の部位に設けられ、スプリング54によってVベルト15方向に付勢されている。そのため、テンションローラ51は所定の荷重でVベルト15の緩み側を内側に向かって押し付けている。このように外側から内側に向かってVベルト15を押圧することで、所定のベルト推力を得るとともに、プーリ11、21に対するVベルト15の巻き付け長さを長くし、伝達効率を高めている。リンク52は、その一端部の軸52aがアーム52の先端部に回転自在に支承され、他端部の軸52bにテンションローラ51の中心部が回転自在に支持されている。アーム53の先端部外周面にはギヤ部53bが形成され、このギヤ部53bに張力調整用アシストモータ55のピニオンギヤ56が噛み合っている。上記スプリング54は初期推力を与えており、アシストモータ55を正逆いずれかの方向に駆動することによって、初期推力に対してモータ推力を加減し、最適なベルト推力が得られるように調整している。なお、伝達トルクの変動が比較的小さい車両の場合には、アシストモータ55を省略してスプリング54のみで推力を与えてもよい。また、テンションローラ51はVベルト15を外側から内側に向かって押圧するものに限らず、内側から外側に向かって押圧してもよい。

【0025】テンシヨナ装置50は、スプリング54のばね力によるベルト15の初期張力に対して、アシストモータ55のアシスト力を付加することにより、任意のベルト張力特性に制御することが可能である。スプリング54のばね力によるベルト張力を T_s とし、アシストモータ55によるベルト張力を T_a とすると、最終的なベルト張力 T_b は、

$$T_b = T_s \pm T_a$$

とすることができる。例えば $T_s = 500 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $T_a = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$ とすると、 T_b は $300 \text{ N} \cdot \text{m} \sim 700 \text{ N} \cdot \text{m}$ の範囲で可変とすることができる。したがって、比較的小さな発生トルクのアシストモータ55であっても、広範囲でベルト張力を可変とすることができる。

【0026】上記テンシヨナ装置50の場合、テンションローラ51がプーリ11、21と干渉しないように、テンションローラ51はリンク52を介してアーム53に取り付けられている。その理由を、図8～図10を参照して説明する。すなわち、従来のようにアーム53にテンションローラ51を直接取り付けると、テンションローラ51がアーム53の揺動軸53aを中心とする回転軌跡で移動するので、無段变速機がLowからHighまで変速した時、テンションローラ51がいずれかのプーリと干渉する可能性がある。特に、Vベルト15の負担を軽減するため、大径のテンションローラ51を用

いた場合に干渉しやすい。これに対し、テンションローラ51をリンク52を介してアーム53に取り付けると、2自由度のリンク構造となり、図8に示すLow（最低速比）状態、図9に示すMid（中間比）状態、図10に示すHigh（最高速比）状態での各変速比において、アーム53とリンク52との間の角度 θ が自動的に変化し、テンションローラ51が自動的にプーリ11, 21と干渉のない位置へ移動できる。したがって、実施例のように大径のテンションローラ51を用いた場合でも、テンションローラ51とプーリ11, 21との干渉を確実に防止できる。なお、2自由度のリンク構造に限らず、2本のリンクを用いることで3自由度のリンク構造としてもよい。

【0027】また、アーム53の揺動軸53aを駆動プーリ11の近傍に配置してあるのは、次のような理由による。すなわち、図8～図10に示すように、変速比の変化に伴って、テンションローラ51からVベルト15に加わる垂直方向の押し付け荷重T1が変化し、この押し付け荷重T1に比例したベルト張力が発生する。押し付け荷重T1は、スプリング54のばね荷重T2と、これと直角方向の荷重T3とのベクトル和で与えられる。なお、ここではアシストモータ55による付勢力を無視した。上記のようにアーム53の揺動軸53aを駆動プーリ11の近くに配置することにより、Low～Highの間でアーム53とリンク52との間の角度 θ が変化し、押し付け荷重T1がLow時に比べてMid, High時の方が小さくなる。したがって、アシストモータ55を使用しなくても、Mid, High時に小さく、Low時に大きなベルト張力を得ることが可能である。

【0028】図11は本発明にかかる変速制御およびベルト張力制御を行なう制御システム図を示す。コントローラ60は電子制御装置よりなり、フットブレーキ信号、スロットル開度、エンジン回転数（入力回転数）、車速、変速用モータ40の回転位置、駆動プーリ11の回転数、従動プーリ21の回転数、アーム52の回転角度などの各種信号が入力される。変速用モータ40の回転位置から、計算上の変速比（プーリ比）が求まる。駆動プーリ11の回転数信号と従動プーリ21の回転数信号とによって、実際の変速比（プーリ比）が算出される。また、アーム52の回転角度信号によってベルト張力Tbが推定される。コントローラ60は、これら入力信号に基づいて変速用モータ40、張力調整用アシストモータ55などを制御している。

【0029】ここで、上記制御システムを用いて最適なベルト張力に調整する方法について、図12を参照して説明する。まず、初期設定データに基づいてアシストモータ55を制御し、初期張力 γ をベルトに与える（ステップS1）。初期設定データとは、ベルト15を滑りなく駆動するために設定された初期張力特性であり、図13に示すように、ベルトの有効張力と変速比との関係、

ベルトの有効張力と入力トルクとの関係、ベルトの有効張力と入力回転数との関係などが3次元マップとして格納されている。ベルトの有効張力と変速比との関係では、高速比側に比べて低速比側の張力が大きくなるように設定されている。また、ベルトの有効張力と入力トルクとの関係では、入力トルクが大きくなるに従い、ベルト張力も大きくなるように設定されている。さらに、ベルトの有効張力と入力回転数との関係では、ベルトの共振点でベルト張力が極大となるように設定されている。次に、コントローラ60は、変速用モータ40の回転位置から計算上の変速比（プーリ比）Aを求め、駆動プーリ11の回転数信号と従動プーリ21の回転数信号とから実際の変速比（プーリ比）Bを算出する（ステップS2）。次に、アシストモータ55によって、この初期張力 γ から一定値 α ずつベルト張力を段階的に低下させる（ステップS3）。次に、ベルト滑りが発生したか否かを判別する（ステップS4）。具体的には、 B/A と設定値 β （ $\beta > 1$ ）とを比較し、 $B/A \leq \beta$ の時には滑りなし、 $B/A > \beta$ の時には滑りありと判定する。ベルト滑りなしと判定した場合には、カウント数nを1だけ加算し、ステップS3に戻る（ステップS5）。ベルト滑りありと判定した時には、その直前の張力 $\gamma - (n - 1)\alpha$ の状態でもベルト張力を固定する（ステップS6）。上記方法によって、変速比、入力トルクおよび入力回転数を変化させた時の最適なベルト張力特性を求め、3次元マップとしてコントローラ60に格納する。以後、このマップに基づいてアシストモータ55を制御すれば、ベルトに過大張力を与えず、かつベルト滑りを発生させずに駆動でき、ベルト寿命を向上させることができる。なお、ベルト15には経時的に摩耗や伸びが発生するので、上記のベルト張力の調整作業を定期的に行なうことにより、最適なベルト張力に更新するのが望ましい。

【0030】次に、上記制御システムを用いて急減速時におけるLow戻り性能を向上させる制御について説明する。一般にVベルト式無段変速機の場合、急減速時のLow（最低速比）戻り性能が悪い。その原因は、例えば高速比で走行中にブレーキを作動させて急減速すると、無段変速機は低速比へ移行しようとして駆動プーリの可動シーブを開き方向へ、従動プーリの可動シーブを閉じ方向へ移動させることになるが、ベルトには所定の張力が付与されているので、ベルトが従動プーリの可動シーブの動きを阻害し、車両停止までの間にLow位置に戻ることができないからである。そこで、本発明では、急減速時のみ一時的にベルト張力をベルト滑りが発生する領域まで低下させ、急減速時のLow戻り性能を向上させている。

【0031】図14は急減速時の変速制御方法の一例を示す。まず、走行中においてフットブレーキを作動させたか否かを判定する（ステップS7）。すなわち、フット

トブレーキを作動させずに減速する場合のように、自然減速の場合には、本発明の制御を行なう必要性がないからである。次に、急減速状態であるか否かを判別する

(ステップS8)。すなわち、下り勾配を走行している場合のように、フットブレーキを踏みながらも減速されない状態では、本発明の制御を行なう必要性がないからである。フットブレーキを作動させ、かつ急減速状態の場合には、変速用モータ40をLow(最低速比)方向へ駆動する(ステップS9)。変速用モータ40をLow方向へ駆動すると同時に、アシストモータ55によ

ってベルトを滑り制御する(ステップS10)。具体的には、アシストモータ55を駆動してベルト張力を滑り発生限界値以下に低下させる。ここで、滑り発生限界値とは、図12における $\gamma_{-n\alpha}$ に相当する。ベルト張力を滑り発生限界値以下に低下させると、従動プーリの可動シーブの閉じ方向への動きが円滑となり、急速にLow位置に戻ることができる。なお、急減速時には、駆動プーリと従動プーリ間でトルクが殆どかからないので、ベルト張力を滑り発生限界値以下に低下させても、走行上問題がない。次に、変速比がLowに戻ったか否かを判定する(ステップS11)。そして、Low位置に戻ったと判定された場合には、アシストモータ55の滑り制御を終了する(ステップS12)。

【0032】図15はテンショナ装置の他の実施例を示す。このテンショナ装置70は、駆動プーリ11と従動プーリ21との間に巻きかけられたベルト15の緩み側をテンションローラ73によって内側から外側に向かって押圧し、ベルト15がプーリ11, 21に対して滑らないようにベルト張力を与えるものである。テンショナ装置70はダイヤフラム72によって仕切られた2つの室71a, 71bを持つアクチュエータ71を備え、一方の室71bにはテンションローラ73を外側に向かって付勢するスプリング74が配置されている。テンションローラ73はロッド75を介してダイヤフラム72と連結されている。室71a, 71bは切替弁76を介して圧力源77と接続されている。この圧力源77としては、例えばエンジン負圧を用いることができる。このようにエンジン負圧を利用すれば、エンジンブレーキ時にエンジン負圧を室71aに導くことで、即座に高いベルト張力を与えることができる。なお、エンジン負圧を導く室71a, 71bを切替弁76によって切り替えれば、ベルト張力を走行状態に応じて加減することができる。

【0033】図16はテンショナ装置のさらに他の実施例を示す。このテンショナ装置80は、図15と同様に、駆動プーリ11と従動プーリ21との間に巻きかけられたベルト15の緩み側をテンションローラ82によって内側から外側に向かって押圧するものであり、アクチュエータ81として油圧シリンダを用いている。油圧シリンダ81のピストンロッド83は従動プーリ21と

同軸上に揺動可能に支持されたアーム84の一端に連結され、アーム84の他端部にテンションローラ82が回転自在に取り付けられている。油圧シリンダ81の内部には、アーム84をテンションローラ82がベルト15に圧接する方向に回動付勢するスプリング85が設けられ、ベルト15に初期張力を与えている。油圧シリンダ81の一方の室81aに油圧を供給すると、テンションローラ82の押圧力が上昇し、ベルト張力も上昇する。逆に、他方の室81bに油圧を供給すると、テンションローラ82の押圧力が低下し、ベルト張力も低下する。こうして、油圧シリンダ81への油圧の切り替えもしくは油圧制御を行なうことで、ベルト張力を自在に制御できる。

【0034】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、請求項1に記載の発明によれば、車両の急減速を検出して変速比可変機構が低速比側へ変速を開始した時、変速比可変機構の変速開始と同期してベルト張力を低下させるようにしたので、ベルト張力が変速比可変機構の変速動作を阻害せず、円滑かつ急速にシフトダウンすることができ、車両停止までの短時間の間にLow位置へ確実に戻すことができる。また、請求項2に記載の発明によれば、テンショナ装置にベルト張力を調整可能とする張力調整手段を設け、張力調整手段は、滑りを発生しないベルトの初期張力を設定し、この初期張力から滑りを生じるまでベルト張力を段階的に低下させ、滑りを発生する直前の張力に保持するようにしたので、必要最低限のベルト張力に調整でき、ベルト寿命を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる無段変速機の一例の展開断面図である。

【図2】図1の無段変速機の内部構造の側面図である。

【図3】図1の無段変速機のプーリ部分の断面図である。

【図4】図3のIV-IV線拡大断面図である。

【図5】図1の無段変速機のスケルトン図である。

【図6】前進時における無段変速機の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図7】後進時における無段変速機の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図8】低速比におけるテンションローラとベルトとの接触位置を示す図である。

【図9】中間比におけるテンションローラとベルトとの接触位置を示す図である。

【図10】高速比におけるテンションローラとベルトとの接触位置を示す図である。

【図11】本発明にかかる変速制御およびベルト張力制御を行なう制御系を示す図である。

【図12】本発明にかかるベルト張力制御方法のフローチャート図である。

13

【図13】本発明にかかるベルト張力制御のための初期張力特性図である。

【図14】本発明にかかる変速制御方法の一例のフローチャート図である。

【図15】テンショナ装置の他の実施例を示す。

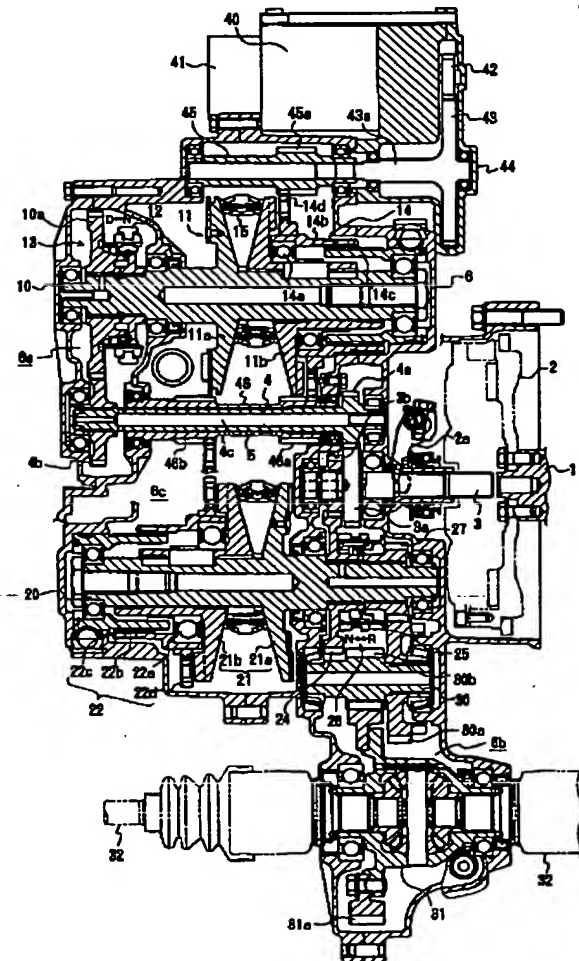
【図16】テンショナ装置のさらに他の実施例を示す。

【符号の説明】

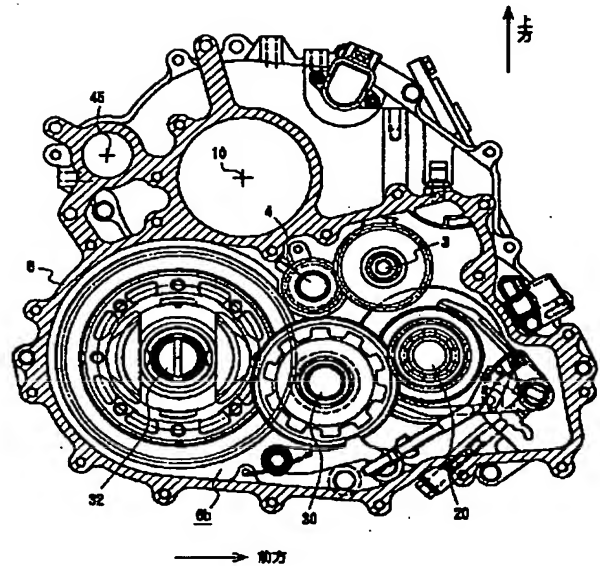
10 駆動軸
11 駆動プーリ

* 14 アクチュエータ（ボールネジ機構）
15 Vベルト
20 従動軸
21 従動プーリ
22 アクチュエータ（ボールネジ機構）
40 変速用モータ
50 テンショナ装置
54 スプリング
* 55 アシストモータ

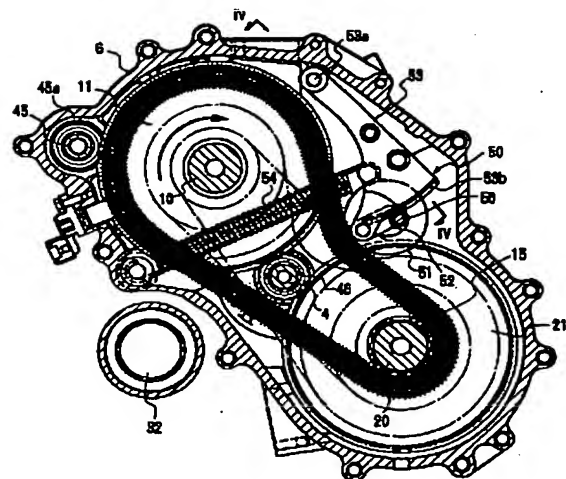
【図1】



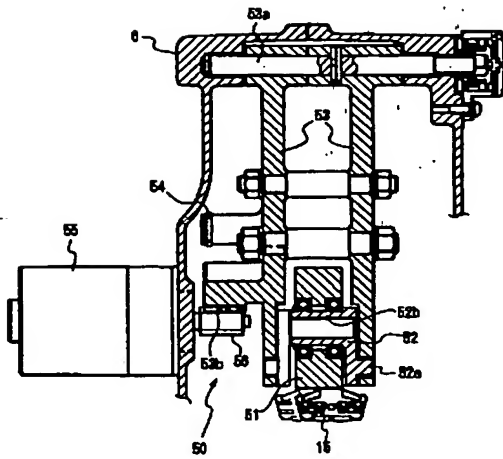
【図2】



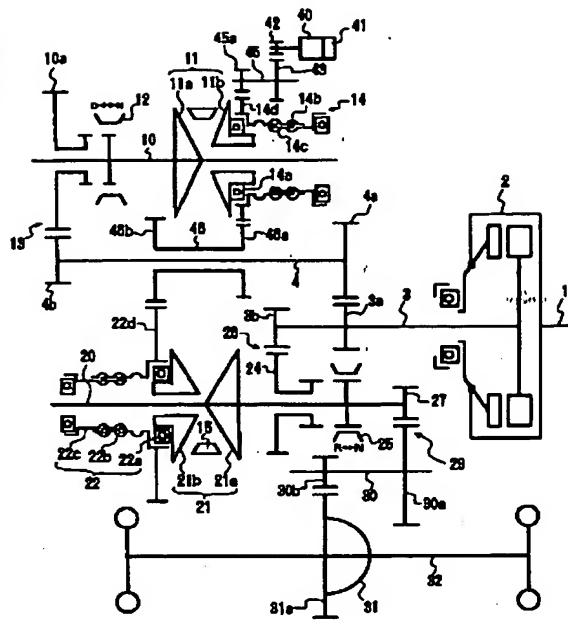
【図3】



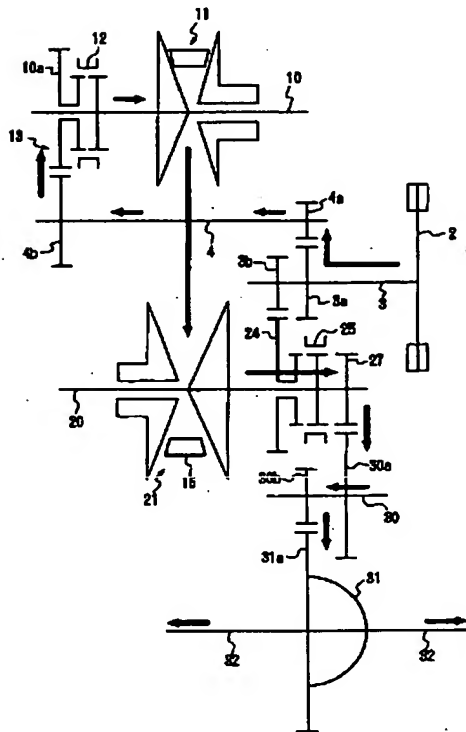
【図4】



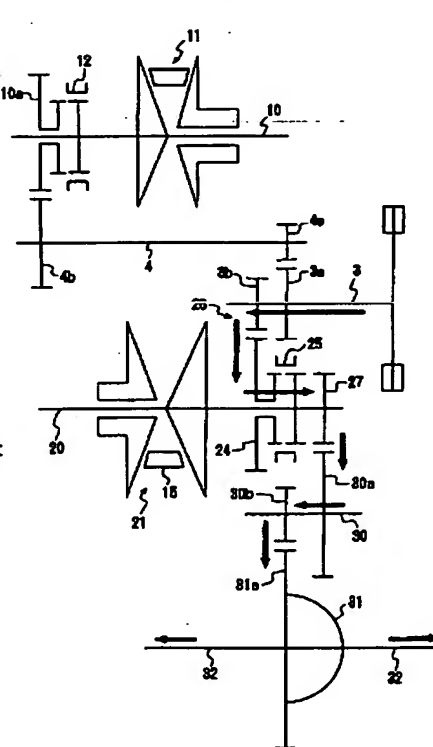
【図5】



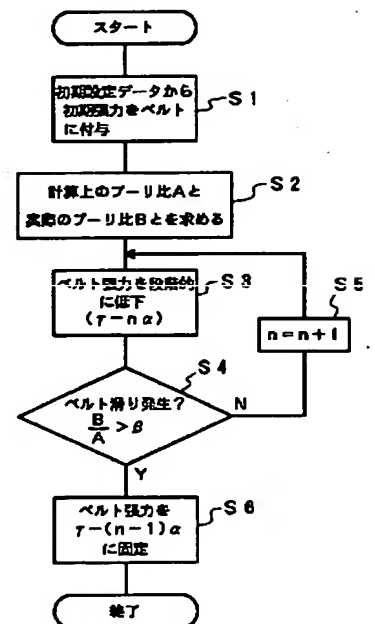
【図6】



【図7】

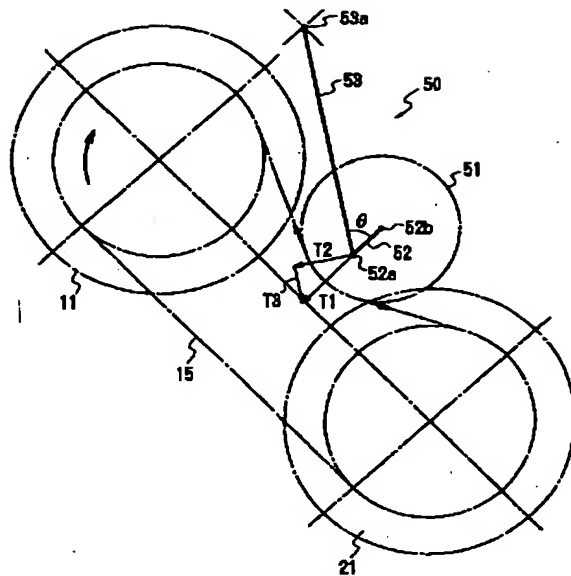


【図12】



【图 9】

(M I d時)



【图 13】

Figure 1 illustrates a control system and its characteristics. The top part is a block diagram of the control system, and the bottom part shows three graphs of output force versus input parameters.

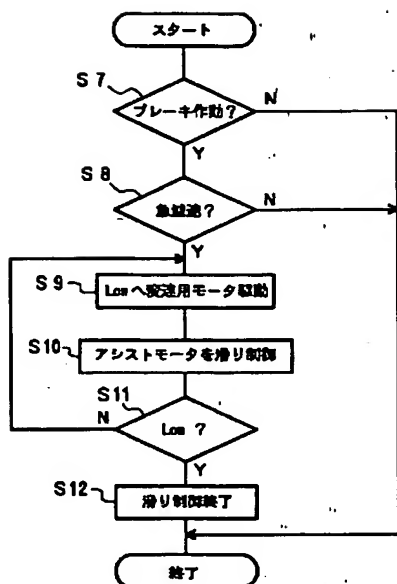
Control System Diagram:

- A central block labeled **コントローラ** (Controller) is connected to various inputs and outputs.
- Inputs to the Controller:**
 - フットブレーキ信号 (Foot brake signal)
 - スロットル開度 (Throttle opening)
 - エンジン回転数 (Engine speed)
 - 車速 (Vehicle speed)
 - 駆速用モータの回転位置 (Rotation position of the drive motor)
 - 駆動プーリの回転数 (Rotation speed of the drive pulley)
 - アームの回転角度 (Rotation angle of the arm)
- Outputs from the Controller:**
 - 駆速用モータ (Drive motor) - Labeled 40
 - アシストモータ (Assist motor) - Labeled 55

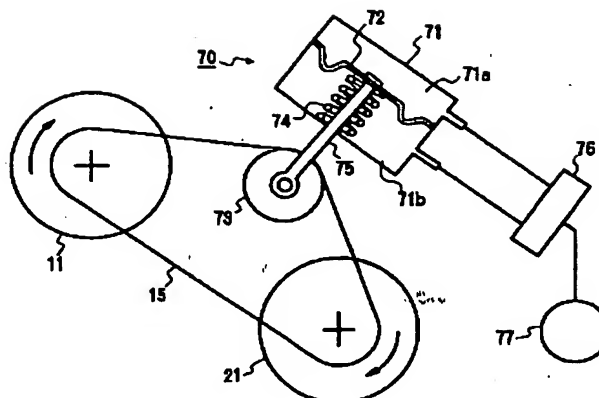
Characteristic Graphs:

- Top Graph:** Output force (ペルト張力) vs. Speed Ratio (発速比). The curve shows a decreasing trend from Low to High speed ratio.
- Middle Graph:** Output force (ペルト張力) vs. Input Torque (入力トルク). The curve shows an increasing trend.
- Bottom Graph:** Output force (ペルト張力) vs. Input Rotation Speed (入力回転数). The curve shows a peak at a specific rotation speed, indicated by a dashed vertical line labeled 目標回転数 (Target rotation speed).

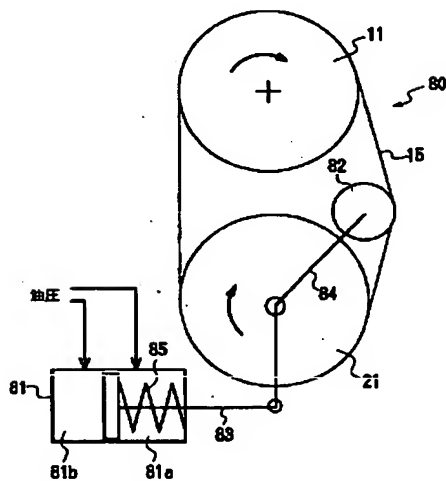
【図14】



【図15】



【図16】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターマコード (参考)

F 1 6 H 59:42

F 1 6 H 59:42

59:44

59:44

59:54

59:54

59:70

59:70

63:06

63:06

(72)発明者 天満 康之
大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハ
ツ工業株式会社内
(72)発明者 宮下 雅行
大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハ
ツ工業株式会社内

Fターム(参考) 3J050 AA03 BA03 BB05 CC01 CC08
CC10 CE09 DA01
3J552 MA07 MA13 MA26 NAO1 NBO1
PA15 PA32 PA35 PA63 QB07
RA06 RB19 SA34 SB10 TA01
TB09 TB17 VA14W VA14Y
VA17Z VA32Z VA37Z VA74Z
VB01Z VC01Z VC03Z VC05Z
VD11Z